

**МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ АГРЕГАТУ
З ФРОНТАЛЬНО НАВІШЕНОЮ ГИЧКОЗБИРАЛЬНОЮ МАШИНОЮ****Є. І. Ігнат'єв**, інж., Таврійський державний агротехнологічний університет

Сучасні технології збирання гички цукрового буряку передбачають суцільний безкопирний зріз основної її маси, збирання і транспортування та послідує копирне дообрізання головок коренеплодів або доочищення їх від залишків гички на корені. Збір та транспортування зеленої маси гички передбачає подальше її використання на корм худобі, у якості органічного добрива або сировини для отримання біогазу. При цьому використання гичкозбиральних машин різних конструкцій у якості самостійних збиральних модулів, або модулів бурякозбиральних комбайнів, дозволяє агрегувати їх з різними типами просапних та інтегральних тракторів, що викликає необхідність у теоретичному визначенні відповідності тієї або іншої гичкозбиральної машини тягово-енергетичним параметрам агрегуючих тракторів, з метою забезпечення високої ефективності їх експлуатації. Проведені теоретичні дослідження дозволили розробити математичну модель по визначенню експлуатаційних параметрів агрегату з фронтально навішеною на колісний просапний трактор гичкозбиральної машини, що здійснює суцільний зріз та завантаження у транспортний засіб основної маси гички. Були визначені залежності робочої швидкості руху даного гичкозбирального агрегату та його продуктивності від питомого опору і енергетичних витрат. Проведені на ПК чисельні розрахунки дали можливість визначити експлуатаційні параметри агрегатів з різними композувальними схемами в залежності від параметрів фронтально навішеної на трактор гичкозбиральної машини.

Ключові слова: буряки цукрові, гичка, суцільний зріз, гичкозбиральна машина, колісний трактор, математична модель, швидкість руху, продуктивність.

Постановка проблеми в загальному вигляді.

Зараз у світі найбільш широкого використання набули технології збирання гички цукрового буряку у дві стадії: першопочатковий суцільний безкопирний зріз основного масиву зеленої маси й наступне індивідуальне доочищення головок коренеплодів від залишків гички на корені. Перша з зазначених технологічних операцій передбачає збирання скошеної маси для подальшого ефективного використання на корм худобі, як добриво або сировину для одержання біогазу. Зараз у світі розроблено багато конструкцій гичкозбиральних машин, або косарок, які можуть ефективно використовуватись як самостійні збиральні модулі, що дозволяє агрегувати їх з різними типами просапних інтегральних тракторів. Це викликає необхідність у визначенні відповідності тієї або іншої гичкозбиральної машини тягово-енергетичним параметрам агрегуючих тракторів, що буде забезпечувати високу ефективність використання пропонувані збиральних машинно-тракторних агрегатів. Однак висока ефективність функціонування збирального сільськогосподарського машинно-тракторного агрегату досягається завдяки тому, якщо буде мати місце правильне співвідношення між його технічними параметрами, режимами експлуатації й зовнішніми виробничими умовами, такими як фізико-механічні властивості ґрунту, нахил поверхні поля, характеристики матеріалу збирання якого проводиться, питомий опір технологічного процесу й іншими конкретними агротехнічними умовами. Тому питання агрегування гичкозбиральних машин з різними типами просапних колісних тра-

кторів є актуальними й вимагають відповідного наукового обґрунтування.

Аналіз останніх публікацій.

Питання теоретичного дослідження агрегування сільськогосподарських машин, пов'язані з побудовою розрахункових математичних моделей функціонування різних самохідних і причіпних машинних агрегатів, досить докладно представлені в науковій літературі [1-5]. При цьому побудові розрахункових математичних моделей причіпних сільськогосподарських машин, у тому числі бурякозбиральних і льонозбиральних, присвячені роботи [6, 7].

Теорія агрегування причіпних і задньонавісних сільськогосподарських машин широко представлена у фундаментальних роботах [8-11].

Фундаментальні питання прогнозування ступеня підвищення продуктивності бурякозбиральних машин залежно від питомих капіталовкладень розглянуті в монографії [12]. Однак питання вибору оптимальних параметрів фронтально навішених гичкозбиральних машин за критеріями потужності агрегуючого трактора ще не розглядалися.

Способи отримання експлуатаційних характеристик різних машинно-тракторних агрегатів, складених з агрегуючих тракторів і навішених машин і знарядь широко представлені в роботах [13-16].

Тому, на підставі всього вищевикладеного бачимо, що ефективність використання агрегованих бурякозбиральних машин необхідно насамперед оцінювати в складі агрегуючого трактора й обґрунтовувати цю ефективність за допомогою кількісних критеріїв, які б відображали з

достатнім ступенем точності їхні експлуатаційні властивості й технічну досконалість. До числа таких критеріїв варто віднести, у першу чергу, продуктивність такого агрегату, мінімум експлуатаційних витрат, питому продуктивність на 1 кВт потужності агрегатуючого трактора й інші показники ефективності.

Мета дослідження.

Підвищення ефективності використання фронтально навішеної на колісний трактор гичкозбиральної машини на основі розробки основних положень теорії її агрегування з максимальною продуктивністю й мінімальними енергетичними витратами.

Методи дослідження.

При дослідженні використовувалися методи теорії математичного моделювання сільськогосподарських машин і машинних агрегатів, теорії трактора, основ машинвикористання в рослинництві, а також складання програм і чисельних розрахунків на ПК.

Результати дослідження і їхнє обговорення.

Використання гичкозбиральних машин, як самостійних технологічних модулів при збиранні цукрового буряка, дозволяє здійснити їхнє агрегування з різними видами колісних тракторів, обладнаних для цього переднім націпним пристроєм й переднім валом відбору потужності. Агрегатируючий трактор повинен бути просапним, тобто обладнаним вузькими шинами, встановленими на відповідну ширину колії, тобто відповідну рядність посівів коренеплодів цукрового буряка. Крім того гичкозбиральні машини обов'язково повинні бути фронтально навішеними на агрегатируючий енергетичний засіб (трактор).

Нами розроблена нова конструкція гичкозбиральної машини, що здійснює суцільний безкопирний зріз основної маси гички, навантаження скошеної маси в транспортний засіб, що їде поруч, і яка фронтально навішується на колісний трактор (рис. 1). Дана гичкозбиральна машина може бути виготовлена в різному компоновочному виконанні, тобто різної рядності – від дворядного, до шестирядного варіантів.

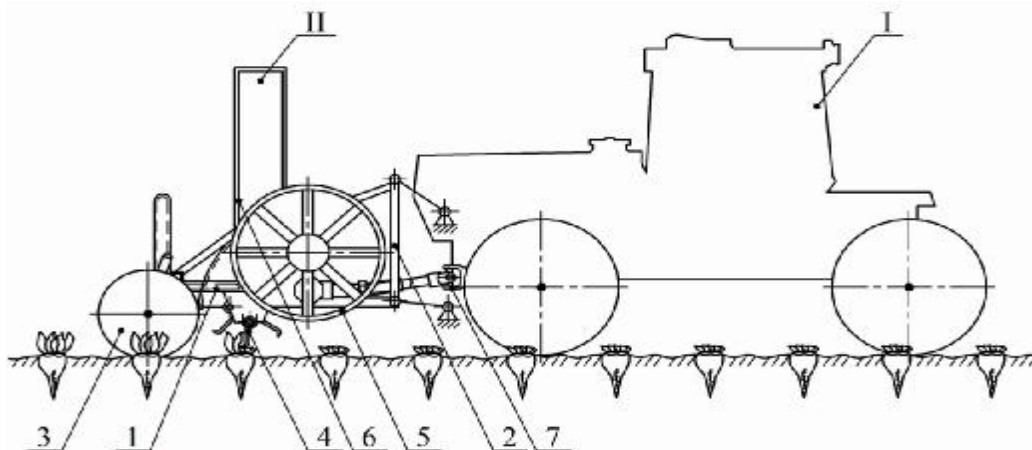


Рис. 1. Фронтально навішена на колісний трактор гичкозбиральна машина: I - колісний просапний трактор; II - фронтально навішена гичкозбиральна машина: 1 – рама; 2 – націпний пристрій; 3 – опорне колесо; 4 – роторний гичкозрізальний апарат; 5 – транспортуючий робочий орган; 6 – завантажувальний пристрій; 7 – привод машини

Для розробки нової теорії ефективного агрегування фронтально навішеної на колісний трактор гичкозбиральної машини використовуємо спочатку загальновідомі залежності по визначенню продуктивності даного машинно-тракторного агрегату. Оскільки фронтально навішена гичкозбиральна машина є приводним агрегатом (від переднього вала відбору потужності трактора), то для визначення його продуктивності необхідно мати рівняння тягового балансу й рівняння балансу потужності даного збирального агрегату. У цьому випадку взаємозв'язок між шириною захвата гичкозбиральної машини й швидкістю руху даного машинно-тракторного агрегату може бути описаний таким відомим виразом [14]:

$$N_e \cdot \eta = \frac{R_a \cdot \eta_r}{3600 \cdot \eta_t \cdot (1 - d)} + \frac{N_p \cdot \eta_b \cdot \eta_r \cdot \eta_H}{360 \cdot \eta_v}, \text{ кВт}, \quad (1)$$

де: N_e – номінальна ефективна потужність двигуна, кВт; η – коефіцієнт завантаження двигуна; R_a – тяговий опір фронтально навішеної на трактор гичкозбиральної машини, Н; N_p – питоми витрати енергії на виконання технологічного процесу збирання гички цукрового буряка, кВт·с·кг⁻¹; H – урожайність гички цукрового буряка, ц·га⁻¹; η_t – коефіцієнт корисної дії трансмісії колісного агрегатуючого трактора; η_v – коефіцієнт корисної дії переднього вала відбору потужності трактора; d – буксування колісного трактора.

Визначимо далі складові, які входять у вираз (1). Тяговий опір R_a фронтально навішеної на трактор гичкозбиральної машини може бути

визначений за допомогою такого виразу:

$$R_a = R_i + R_f + R_{top}, \quad \text{Н}, \quad (2)$$

де: R_i, R_f – опір колісного агрегуючого трактора на підйом і перекочування, Н; R_{top} – тяговий опір гичкозбиральної машини під час виконання технологічного процесу збирання гички цукрового буряка, Н.

Оскільки в рівнянні тягового балансу (1) добуток $N_e \times \mathcal{X}$ чисельно дорівнює рушійній силі колісного агрегуючого трактора, що забезпечує подолання ним всіх сил опору, які діють на даний гичкозбиральний агрегат, то складові, які входять у вираз (2) можна визначити за допомогою таких залежностей:

$$R_i = mg \times \sin a, \quad (3)$$

$$R_f = mg \times f \cos a, \quad (4)$$

$$R_{top} = k \times B, \quad (5)$$

де: a – кут підйому, рад.; m – маса колісного агрегуючого трактора, кг; g – прискорення вільного падіння, $\text{м} \cdot (\text{с}^2)^{-1}$; f – коефіцієнт опору перекочуванню колісного агрегуючого трактора; k – питомий опір фронтально навішеної гичкозбиральної машини, $\text{Н} \cdot \text{м}^{-1}$.

Коефіцієнт f опору перекочуванню колісного трактора враховує як всі корисні технологічні деформації, що здійснюються під час збирання гички цукрового буряка, так і опір пересуванню фронтально навішеної гичкозбиральної машини уздовж напрямку її руху. При малих кутах a величина $\sin a \times 100$ являє собою відсоток підйому i .

На підставі використання виразів (2) і (3), (4) і (5) рівняння балансу потужності колісного агрегуючого трактора (1) можна представити в такому вигляді:

$$N_e \times \mathcal{X} = V_r \frac{(kB + mg \mathcal{Y}) h_v + 10N_p B \times H h_i (1 - d)}{3600 \mathcal{X} h_v (1 - d)}, \quad (6)$$

де: \mathcal{Y} – коефіцієнт опору пересуванню колісного агрегуючого трактора.

У загальному вигляді коефіцієнт \mathcal{Y} опору пересуванню колісного трактора можна представити такою залежністю:

$$\mathcal{Y} = \sin a + f \cos a, \quad (7)$$

де a – кут підйому, рад.; f – коефіцієнт опору перекочуванню трактора.

Якщо вирішити рівняння (6) балансу потужності колісного агрегуючого трактора відносно V_r , то можна визначити значення швидкості пе-

ресування даного гичкозбирального агрегату по буряковому полю:

$$V_r = \frac{3600 \mathcal{X} \times N_e h_i h_n (1 - d)}{(kB + mg \mathcal{Y}) h_v + 10N_p B \times H h_i (1 - d)}, \quad \text{км} \cdot \text{год}^{-1}. \quad (8)$$

В аналітичному виразі (8) для визначення швидкості V_r пересування колісного агрегуючого трактора із фронтально навішеною на нього гичкозбиральною машиною, що необхідна для визначення продуктивності даного збирального машинно-тракторного агрегату коефіцієнти \mathcal{X} , h_i і h_v можна вважати заданими. А от буксування d машинно-тракторного агрегату необхідно визначити на підставі використання різних емпіричних формул для побудови кривої буксування колісного трактора. У цьому випадку для визначення буксування d скористаємося відомою залежністю, що має такий вигляд [14]:

$$j = j_m - a e^{-bd}, \quad (9)$$

де: j – коефіцієнт використання зчпної ваги; j_m – коефіцієнт зчеплення; a, b – постійні коефіцієнти, які залежать від типу колісного агрегуючого трактора й агрофону, на якому здійснюється збирання гички цукрового буряка.

У виразі (9) залежність буксування d від коефіцієнта використання зчпної ваги j задана в неявній формі, що утруднює проведення чисельних розрахунків. Для приведення виразу (9) до більш зручного вигляду виконаємо деякі алгебраїчні перетворення, на підставі яких отримаємо вираз для визначення буксування d в наступному вигляді:

$$d = -\frac{1}{b} \ln \frac{j_m - j}{a}. \quad (10)$$

Далі коефіцієнт j зчпної ваги трактора, що входить у вираз (10) визначимо за допомогою такого аналітичного виразу:

$$j = \frac{mg \mathcal{Y} + kB}{l \times mg}, \quad (11)$$

де: l – коефіцієнт зчпної ваги трактора.

Таким чином, є всі підстави вважати, що у виразі (8) всі вхідні в нього величини є заданими. Далі для визначення продуктивності даного гичкозбирального агрегату необхідно скористатися відомою з курсу експлуатації машинно-тракторного парку залежністю і остаточно одержати значення продуктивності збирального машинно-тракторного агрегату, що складається з колісного агрегуючого трактора й фронтально навішеної гичкозбиральної машини:

$$W = 0,1B \left\{ \frac{3600 \times N_e h_t h_n \left(\frac{1}{a} + \frac{1}{b} \ln j_m - (mg \gamma + kB) \times (mg \lambda)^{-1} \right)}{\left((kB + mgy) h_v + 10 N_p B \times H h_t \left(\frac{1}{a} + \frac{1}{b} \ln j_m - (mg \gamma + kB) \times (mg \lambda)^{-1} \right) \right)} \right\} \quad (12)$$

Отриманий вираз (12) і є математичною моделлю агрегування гичкозбиральної машини, фронтально навішеної на колісний трактор. Використовуючи формулу (12) маємо можливість визначити продуктивність даного машинно-тракторного агрегату, залежно від вихідних параметрів того або іншого трактора й гичкозбиральних машин різної рядності й компоновання.

На підставі розробленої програми чисельних розрахунків на ПК у системі Mathcad нами були проведені розрахунки даної математичної моделі й побудовані відповідні графіки (рис. 2-4).

При виконанні чисельних розрахунків були враховані агротехнічні вимоги, що стосуються обмеження на швидкість поступального руху гичкозбиральної машини, що повинна перебувати в такому інтервалі $1,5 \leq V_r \leq 4,0$, м·с⁻¹, а також обмеження $j < j_m$, що стосуються зчеплення рушіїв агрегатуєчого колісного трактора з ґрунтом, при його русі по буряковому полю.

Для заданого агротехнічного фону проведені розрахунки для декількох типів колісних агрегатуєчих тракторів, з якими можлива ефективна експлуатація фронтально навішеної гичкозбиральної машини. Варто також підкреслити, що при виконанні чисельних розрахунків нами враховувалася та обставина, що кожний тип колісного трактора відповідного тягового класу має свою масу m , потужність двигуна N_e , коефіцієнт l . Значення коефіцієнтів j_m , a і b приймалися конкретно для агрофону на якому експлуатується гичкозбиральна машина. Крім цього, для кожного варіанту чисельних розрахунків були задані врожайність гички цукрового буряка H , питомі витрати енергії на виконання технологічного процесу N_p , максимальний відсоток підйому i схилів бурякового поля, коефіцієнт опору пересування трактора f , коефіцієнт корисної дії вала відбору потужності трактора h_v . Коефіцієнт корисної дії

трансмисії трактора h_t був прийнятий для колісних тракторів, рівним $h_t = 0,92$. Питомий опір k фронтально навішеної гичкозбиральної машини задавався для різної її рядності й змінювався для кожного типу колісного трактора в межах від 1500 до 2700 Н·м⁻¹. Зміна ширини B захвату фронтально навішеної на трактор гичкозбиральної машини здійснюється в межах від 0,90 м до 2,7 м, із кроком 0,45 м, тобто від дворядного до шестирядного варіантів.

Для кожного варіанту чисельних розрахунків в якості результату визначався питомий опір для кожної гичкозбиральної машини відповідної ширини захвата й відповідну їм швидкість V_r руху даного машинно-тракторного агрегату, його продуктивність w , тяговий опір агрегату R_a , коефіцієнт використання зчіпної ваги j й буксування d .

Проведення обчислень згідно розробленої математичної моделі здійснено з використанням заданих конкретних (усереднених) значень параметрів. Так при чисельних розрахунках було прийнято: урожайність гички цукрового буряка – $H = 150$ ц·га⁻¹; питомі витрати енергії на виконання технологічного процесу збирання гички цукрового буряка – $N_p = 1,3$ кВт·с·кг⁻¹; коефіцієнти – $x = 0,90$; $h_v = 0,95$; $f = 0,07$; також припускається, що на бурячному полі зустрічаються підйоми не більше 5%; питомий опір фронтально навішеної гичкозбиральної машини в складі колісного агрегатуєчого трактора (середнє його значення) $k = 1500 \dots 2700$ Н·м⁻¹ (крок зміни питомого опору $Dk = 200$ Н·м⁻¹). Технічні характеристики, універсально-просапних та інтегральних колісних тракторів, з якими можна агрегувати фронтально навішену гичкозбиральну машину, наведені, згідно даних [14] у таблиці.

Таблиця – Технічні характеристики універсально-просапних тракторів

Тяговий клас трактора, призначення	mg , кг	N_e , кВт	j_m	a	b
0,9 універсально-просапний, колісний	3000	36,8	0,6	0,75	8,81
1,4 універсально-просапний, колісний	3810	58,9	0,6	0,75	8,81
3 інтегральний, просапний, колісний	8200	117,7	0,65	0,753	9,52

Для заданих вхідних параметрів розглянутої системи, що вирішувалася на ПК, були вико-

нані чисельні розрахунки, за результатами яких побудовані графіки, представлені на рис. 2-4.

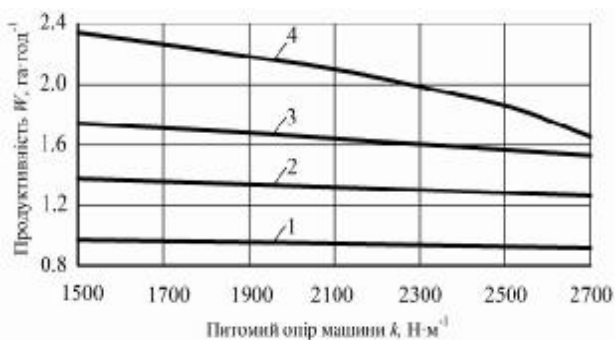


Рис. 2. – Залежність продуктивності W фронтально навішеної гичкозбиральної машини на колісний трактор тягового класу 0,9 від її питомого опору k при різній ширині захвату:
 1 – $B = 0,9$ м (дворядний варіант);
 2 – $B = 1,35$ м (трьохрядний варіант);
 3 – $B = 1,8$ м (чотирьохрядний варіант);
 4 – $B = 2,7$ м (шестирядний варіант)

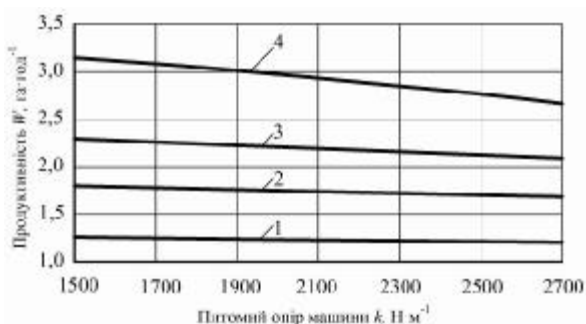


Рис. 3. – Залежність продуктивності W фронтально навішеної гичкозбиральної машини на колісний трактор тягового класу 1,4 від її питомого опору k при різній ширині захвату:
 1 – $B = 0,9$ м (дворядний варіант);
 2 – $B = 1,35$ м (трьохрядний варіант);
 3 – $B = 1,8$ м (чотирьохрядний варіант);
 4 – $B = 2,7$ м (шестирядний варіант)

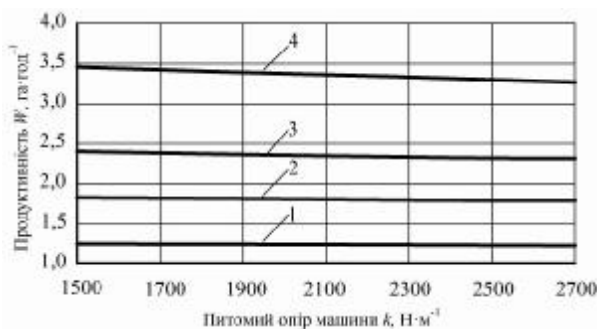


Рис. 4. – Залежність продуктивності W фронтально навішеної гичкозбиральної машини на колісний трактор тягового класу 3 від її питомого опору k при різній ширині захвату:
 1 – $B = 0,9$ м (дворядний варіант);
 2 – $B = 1,35$ м (трьохрядний варіант);
 3 – $B = 1,8$ м (чотирьохрядний варіант);
 4 – $B = 2,7$ м (шестирядний варіант)

Висновки.

1. На підставі проведених аналітичних досліджень побудована нова математична модель експлуатаційних параметрів агрегату з фронтально навішеною гичкозбиральною машиною, що дала можливість визначити робочу швидкість і продуктивність різних машинно-тракторних гичкозбиральних агрегатів

2. В результаті чисельного моделювання на ПК отриманої математичної моделі встановлено, що колісний трактор класу 3 буде забезпечувати досить високу продуктивність при агрегуванні навісної шестирядної гичкозбиральної машини при будь-яких значеннях питомого опору, а завдяки запасу потужності залишається можливість застосування задньонавішеного доочисника головок коренеплодів або бурякозбиральної машини.

3. Колісні трактори класу 0,9 і 1,4 будуть забезпечувати достатню й стійку продуктивність лише при агрегуванні трьох або чотирирядних гичкозбиральних машин, а використання шестирядної машини можливо лише при малих значеннях питомого опору.

4. Результати проведеного аналітичного дослідження, а також розроблена програма чисельного моделювання на ПК дають можливість визначити оптимальні параметри не тільки бурякозбиральних, а й інших агрегатів за критеріями продуктивності й енергоємності.

Список використаної літератури:

1. Василенко П.М. Методика построения расчетных моделей функционирования механических систем (машин и машинных агрегатов): Учебное пособие / П.М. Василенко, В.П. Василенко. - Киев: УСХА, 1980. - 137 с.
2. Василенко П.М. Об уравнениях движения мобильных машинных агрегатов / П.М. Василенко // Сборник трудов по земледельческой механике т. II. – Москва: Сельхозгиз, 1952. – С. 76-84.
3. Василенко П.М. Элементы теории устойчивости движения прицепных сельскохозяйственных машин и орудий / П.М. Василенко // Сборник трудов по земледельческой механике т. II. – Москва: Сельхозгиз, 1954 – С. 202-211.
4. Василенко П.М. Введение в земледельческую механику / П.М. Василенко. - Киев: Сельхозобразование, 1996. - 252 с.
5. Василенко П.М., Кузьминський В.Г. Уравнение движения самоходных машинных агрегатов

при трогании с места и разгоне / П.М. Василенко, В.Г. Кузьминский // ВАСХНИЛ. Земледельческая механика. Том V, Сборник трудов под ред. В.А. Желиговского. – Москва: Машиностроение, 1965. – С. 28-43.

6. Булгаков В.М. Методика построения расчетной модели функционирования самоходной корнеуборочной машины / В.М. Булгаков. – Москва, “Доклады ВАСХНИЛ”, 1980, № 7. – С. 27-29.

7. Булгаков В.М. Теорія руху льнозбиральних комбайнів: монографія / В.М. Булгаков, А.Ю. Горбовий. – Львів: НАУ, 2006. – 156 с.

8. Гуськов В.В. Тракторы. Теория / В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов и др. – Москва: Машиностроение, 1988. – 376 с.

9. Тимофеев А.И. Анализ энергетического режима работы тракторного агрегата при разгоне / А.И. Тимофеев // ВАСХНИЛ. Земледельческая механика. Том V. Сборник трудов / под ред. В.А. Желиговского. – Москва: Машиностроение, 1965. – С. 391-405.

10. Кутьков Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства / Г.М. Кутьков. – Москва: КолоС, 2004. – 504 с.

11. Надыкто В.Т. Основы агрегатирования модульных энергетических средств. Монография / В.Т. Надыкто. – Мелитополь: КП “ММД”, 2003. – 240 с.

12. Погорелый Л.В. Индустриализация агропромышленного комплекса / Л.В. Погорелый. – Киев: Техника, 1984. – 200 с.

13. Киртбая Ю.К. Резервы использования машинно-тракторного парка / Ю.К. Киртбая. – Москва: Колос, 1982. – 319 с.

14. Пособие по эксплуатации машинно-тракторного парка / Под ред. Н.Э. Фере. Изд. 2-е. – Москва: Колос, 1978. – 256 с.

15. Довідник з машиновикористання в землеробстві / За ред. В.І. Пастухова. – Харків: Веста, 2001. – 347 с.

16. Бендера І.М. Експлуатація машин і обладнання / І.М. Бендера та ін. Поділ. держ. аграр.-техн. ун-т. – Кам'янець-Подільський: Сисин О.В.: Абетка, 2013. – 576 с.

Игнатъев Е. И. Математическая модель эксплуатационных параметров агрегата с фронтально навешенной ботвоуборочной машиной

Современные технологии уборки ботвы сахарной свеклы предусматривают сплошной бескопирный срез основной ее массы, уборку, транспортировку и последующее копирное дообрезание головок корнеплодов или их доочистку от остатков ботвы на корню. Сбор и транспортирование зеленой массы ботвы предусматривает дальнейшее ее использование на корм скоту, в качестве органического удобрения или сырья для получения биогаза. При этом использование ботвоуборочных машин разных конструкций в качестве самостоятельных уборочных модулей, или модулей свеклоуборочных комбайнов, разрешает агрегатировать их с разными типами пропашных и интегральных тракторов, что вызывает необходимость в теоретическом определении соответствия той или другой ботвоуборочной машины тягово-энергетическим параметрам агрегируемых тракторов, с целью обеспечения высокой эффективности их эксплуатации. Проведенные теоретические исследования разрешили разработать математическую модель по определению эксплуатационных параметров агрегата с фронтально навешенной на колесный пропашной трактор ботвоуборочной машины, которая осуществляет сплошной срез и погрузку в транспортное средство основной массы ботвы. Были определены зависимости рабочей скорости движения данного ботвоуборочного агрегата и его производительности от удельного сопротивления и энергетических затрат. Проведенные на ПК численные расчеты дали возможность определить эксплуатационные параметры агрегатов с разными компоновочными схемами в зависимости от параметров фронтально навешенной на трактор ботвоуборочной машины.

Ключевые слова: сахарная свекла, ботва, сплошной срез, ботвоуборочная машина, колесный трактор, математическая модель, скорость движения, производительность.

Ihnatiev Ye. Mathematical model of operational parameters of the unit with frontally mounted beet tops harvesting machine

Modern technologies of sugar beet tops harvesting provide a continuous cutting without copier of its main parts, gathering, transportation and the subsequent precision cut of root crops heads or their final purification from the remains of beet tops on a root. Gathering and transportation of green mass of beet tops envisages further its use for animal feed, as an organic fertilizer or raw material for biogas production. Thus use of defoliator unit of different designs as independent harvest modules, or modules of beet combines, allows to aggregate them with different types of row-crop and integral tractors that causes the necessity in theoretical determination of compliance of this or that defoliator unit to traction and power parameters of the aggregating tractors, for the purpose of ensuring high performance of their operation. The conducted theoretical researches allowed to develop mathematical model to determine the operational parameters of beet tops

harvesting unit which is frontally mounted on a wheel row-crop tractor which carries out a continuous cut and loading in the vehicle the main part of tops. Dependences of movement working speed and productivity of beet tops harvesting unit from the resistivity and power expenses were defined. The numerical calculations which are carried out on the personal computer gave the chance to determine operational parameters of machine-tractor units with different layout schemes depending on parameters of the beet tops harvesting unit which is frontally mounted on a tractor.

Key words: sugar beet, beet tops, continuous cut, beet tops harvesting machine, wheel tractor, mathematical model, movement speed, productivity.

Стаття надійшла в редакцію: 04.10.2016

Рецензент: д.т.н., проф. Ревенко І.І.

УДК 631.319

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ФУНКЦІОНУВАННЯ ЧИЗЕЛЬНОГО ЗНАРЯДДЯ З ПОШАРОВИМ ОБРОБІТКОМ ҐРУНТУ

Е. Б. Алієв, к.т.н., завідувач відділу техніко-технологічного забезпечення насінництва

Ю. М. Лабатюк, к.т.н., молодший науковий співробітник

О. М. Пацула, старший науковий співробітник

Інститут олійних культур НААН

Побудована математична модель функціонування глибокорозпушувача з пошаровим обробіткою ґрунту, дослідження якої дозволили визначити розміщення робочих органів глибокорозпушувача по довжині на рамі знаряддя, при яких амплітуда коливань кута повороту рами відносно точки кріплення глибокорозпушувача до трактора є найменшою: відстань між робочими органами першого і другого рядів 0,18-0,22 м, відстань між робочими органами другого і третього рядів 0,33-0,37 м.

Ключові слова: математична модель, глибокорозпушувач, обробіток ґрунту, трактор.

Постановка проблеми. Доведено, що стан поверхонь розпушувача робочих органів, що адаптовані до ґрунтово-кліматичних умов їх використання, визначають якісні та енергетичні показники їхньої роботи. Але підвищення якості глибокого обробітку та зменшення енергетичних показників може бути також досягнуто за рахунок розташування робочих органів на рамі знаряддя так, щоб руйнування визначеного ґрунтового шару відбувалося по лініям найменших зв'язків, використовуючи при цьому вплив вільного різання (деблокованих зон) на відокремлення шару ґрунту. На підставі цього було запропоновано конструктивно-технологічну схему глибокорозпушувача з пошаровим обробіткою важких богарних та зрошуваних ґрунтів і розглянуто особливості процесу деблокованого деформування масиву оброблюваного ґрунту.

Аналіз результатів останніх досліджень. Властивості кожного шару були визначені попередніми дослідженнями зрошуваних ґрунтів півдня України [1, 2, 3, 4, 5]. Запропоноване технічне рішення було покладено в основу розробки глибокорозпушувача для пошарового деблокованого обробітку ґрунту.

Мета досліджень. Побудувати математичну модель функціонування чизельного знаряддя з пошаровим обробіткою ґрунту і визначити розміщення робочих органів по довжині на рамі знаряддя, при яких амплітуда коливань кута повороту рами відносно точки кріплення глибокорозпушувача до трактора є найменшою.

Основна частина. Робочі органи жорстко

зв'язані з основою рами, і зміна їхнього положення призводить до зміни умов роботи знаряддя в цілому. Тому коливання рами глибокорозпушувача під час роботи будуть впливати на якість обробітку ґрунту та тяговий опір машини в цілому [109]. Для визначення впливу параметрів глибокорозпушувача та конструкції на величину коливань рами та значення сили її опору розглянемо розрахункову модель функціонування глибокорозпушувача [1]. При цьому, що трактор переміщується прямолінійно з постійною швидкістю, а глибокорозпушувач переміщується прямолінійно в горизонтальній площині. Конструкція з'єднання глибокорозпушувача з трактором забезпечує коливання її у вертикальній площині відносно точки з'єднання причепа глибокорозпушувача та нижніх тяг механізму навіски трактора. Глибокорозпушувач розглядаємо як систему твердих тіл. На еквівалентній схемі (рис. 1) приводимо місця розміщення центра мас та точки прикладання приведених рівнодіючих сил опору ґрунту робочим органам машини. Обираємо нерухому декартову систему відрахування системи XOZ (рис. 1). Для спрощення перетворень під час складання розрахункової моделі приймаємо додаткову рухому декартову систему координат $X_1O_1Z_1$, центр якої розташований у точці з'єднання причепа машини з трактором і горизонтальна вісь якої пов'язана з коливальною основою рамою машини. Приведені рівнодіючі будемо розглядати через їх проекції на вісі рухомої системи координат.